

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-42146

(P2003-42146A)

(43)公開日 平成15年2月13日 (2003.2.13)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

F 16 C 19/06

F 16 H 55/36

識別記号

F I

F 16 C 19/06

F 16 H 55/36

テマコード(参考)

3 J 0 3 1

Z 3 J 1 0 1

審査請求 未請求 請求項の数1 OL (全13頁)

(21)出願番号 特願2001-178113(P2001-178113)

(22)出願日 平成13年6月13日 (2001.6.13)

(31)優先権主張番号 特願2001-21078(P2001-21078)

(32)優先日 平成13年1月30日 (2001.1.30)

(33)優先権主張国 日本 (JP)

(31)優先権主張番号 特願2001-22286(P2001-22286)

(32)優先日 平成13年1月30日 (2001.1.30)

(33)優先権主張国 日本 (JP)

(31)優先権主張番号 特願2001-33522(P2001-33522)

(32)優先日 平成13年2月9日 (2001.2.9)

(33)優先権主張国 日本 (JP)

(71)出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72)発明者 石黒 博

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72)発明者 大内 英男

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74)代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外1名)

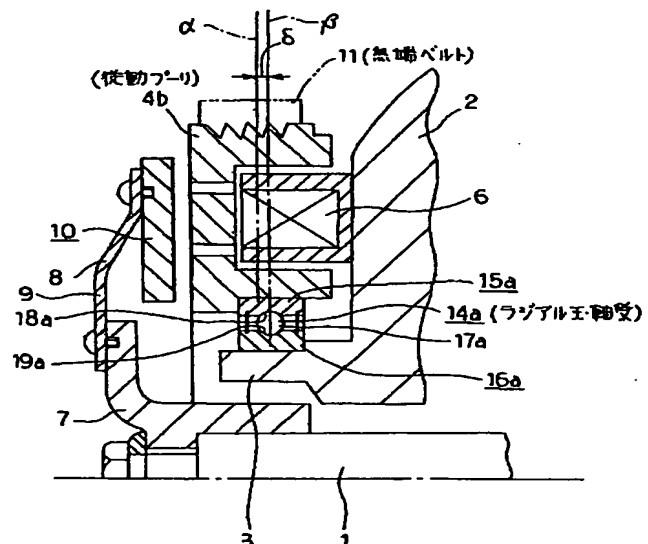
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 コンプレッサ用ブーリの回転支持装置

(57)【要約】

【課題】 小型化を図りつつ、従動ブーリ4bを支持する転がり軸受の耐久性確保を図る。

【解決手段】 上記転がり軸受として、3点接触型又は4点接触型のラジアル玉軸受14aを使用する。無端ベルト11から上記従動ブーリ4bに加わるラジアル荷重の中心 $\alpha$ と上記ラジアル玉軸受14aの中心位置 $\beta$ との軸方向距離であるオフセット量 $\delta$ を、上記ピッチ円直径の40%以下とする。又、上記ラジアル玉軸受14aのラジアル隙間を、ピッチ円直径の0.2%以下とする。この構成により、上記課題を解決する。



### 【特許請求の範囲】

【請求項1】 コンプレッサの回転軸と、この回転軸の周囲に設けられた固定の支持部分と、この固定の支持部分に支持された転がり軸受と、この転がり軸受により上記支持部分の周囲に回転自在に支持された、無端ベルトを掛け渡す為のブーリとを備え、上記転がり軸受は、外周面に玉の転動面と1点又は2点で接触する形状の内輪軌道を有する内輪と、内周面に玉の転動面と1点又は2点で接触する形状の外輪軌道を有する外輪と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の玉とを備え、これら内輪軌道と外輪軌道とのうちの少なくとも一方の軌道とこれら各玉の転動面とがそれぞれ2点ずつで接触する、単列で3点又は4点接触型のラジアル玉軸受であるコンプレッサ用ブーリの回転支持装置に於いて、上記ブーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量を、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下とした事を特徴とするコンプレッサ用ブーリの回転支持装置。

### 【発明の詳細な説明】

#### 【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明に係るコンプレッサ用ブーリの回転支持装置は、自動車用空気調和装置用のコンプレッサを構成するハウ징等の固定の部分に、このコンプレッサを回転駆動する為の従動ブーリを回転自在に支持する為、このコンプレッサの回転駆動装置に組み込んだ状態で使用する。

#### 【0002】

【従来の技術】 自動車用空気調和装置に組み込んで冷媒を圧縮するコンプレッサは、走行用エンジンにより回転駆動する。この為、このコンプレッサの回転軸の端部に設けた従動ブーリと、上記走行用エンジンのクランクシャフトの端部に固定した駆動ブーリとの間に無端ベルトを掛け渡し、この無端ベルトの循環に基づいて、上記回転軸を回転駆動する様にしている。

【0003】 図7は、コンプレッサの回転軸1の回転駆動部分の構造を示している。この回転軸1は、図示しない転がり軸受により、ケーシング2内に回転自在に支持している。このケーシング2の端部外面に設けた、請求項に記載した支持部分に相当する支持筒部3の周囲に従動ブーリ4を、複列ラジアル玉軸受5により、回転自在に支持している。この従動ブーリ4は、断面コ字形で全体を円環状に構成しており、上記ケーシング2の端面に固定したソレノイド6を、上記従動ブーリ4の内部空間に配置している。一方、上記回転軸1の端部で上記ケーシング2から突出した部分には取付ブラケット7を固定しており、この取付ブラケット7の周囲に磁性材製の環状板8を、板ばね9を介して支持している。この環状板8は、上記ソレノイド6への非通電時には、上記板ばね9の弾力により、図7に示す様に上記従動ブーリ4から

離隔しているが、上記ソレノイド6への通電時にはこの従動ブーリ4に向け吸着されて、この従動ブーリ4から上記回転軸1への回転力の伝達を自在とする。即ち、上記ソレノイド6と上記環状板8と上記板ばね9により、上記従動ブーリ4と上記回転軸1とを係脱する為の電磁クラッチ10を構成している。

【0004】 上述の様な、複列ラジアル玉軸受5により従動ブーリ4を回転自在に支持する構造の場合には、この従動ブーリ4に掛け渡した無端ベルト11からこの従動ブーリ4に多少の偏荷重が加わった場合でも、上記複列ラジアル玉軸受5を構成する外輪12の中心軸と内輪13の中心軸とが不一致になる（傾斜する）事は殆どない。従って、上記複列ラジアル玉軸受5の耐久性を十分に確保すると共に、上記従動ブーリ4の回転中心が傾斜する事を防止して、上記無端ベルト11の偏摩耗を防止できる。但し、上記複列ラジアル玉軸受5を使用する事に伴って、軸方向寸法が嵩む事が避けられない。従動ブーリ4の回転支持部は、限られた空間内に設置しなければならない場合が多く、軸方向寸法が嵩む事は好ましくない。しかも、軸方向寸法が嵩む事に伴い、構成各部品のコストが嵩んでしまう。

【0005】 上記従動ブーリ4を支持する為の転がり軸受として、上述の様な複列ラジアル玉軸受5に代えて単列深溝型のラジアル玉軸受を使用すれば、軸方向寸法を短縮して限られた空間内への設置が容易になる。但し、単純な単列深溝型のラジアル玉軸受の場合には、上記従動ブーリ4がモーメント荷重を受けた場合にこの従動ブーリ4の傾斜を防止する為の力が小さく、上記ラジアル玉軸受を構成する外輪の中心軸と内輪の中心軸とが不一致になる程度が著しくなる。この結果、上記ラジアル玉軸受の耐久性が不十分になるだけでなく、上記従動ブーリ4に掛け渡した無端ベルト11に著しい偏摩耗が発生し易くなる。

【0006】 この様な事情に鑑みて、従動ブーリを支持する為に、単列で4点接触型のラジアル玉軸受を使用する事が、例えば特開平9-119510号公報、同11-336795号公報に記載されている様に、従来から考えられている。図8~9は、このうちの特開平9-119510号公報に記載された、従来構造の第2例を示している。

【0007】 この従来構造の第2例では、金属板にプレス加工等による曲げ加工を施して成る従動ブーリ4aを、単列で4点接触型のラジアル玉軸受14により、図示しない支持部分の周囲に回転自在に支持できる様にしている。このラジアル玉軸受14は、互いに同心に支持された外輪15及び内輪16と、複数個の玉17、18とを備える。このうちの外輪15の内周面には外輪軌道18を、内輪16の外周面には内輪軌道19を、それぞれ全周に亘って形成している。これら各軌道18、19の断面形状はそれぞれ、上記各玉17、18の直径の1

／2よりも大きな曲率半径を有する円弧同士を中間部で交差させた、所謂ゴシックアーチ状である。従って、上記各軌道18、19と上記各玉17、17の転動面とは、それぞれ2点ずつ、これら各玉17、17毎に合計4点ずつで接触する。

【0008】この様な4点接触型のラジアル玉軸受14は、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受に比べてモーメント荷重に対する剛性が大きく、モーメント荷重を受けた場合でも上記外輪15の中心軸と上記内輪16の中心軸とがずれにくくなる。この為、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受を使用してコンプレッサ用ブーリの回転支持装置を構成した場合に比べて、従動ブーリ4に掛け渡した無端ベルト11(図7参照)に発生する偏摩耗を緩和できる。尚、前記特開平11-336795号公報には、コンプレッサ駆動用の従動ブーリの回転支持部に上述の様な4点接触型のラジアル玉軸受を組み付け、更にこの従動ブーリとコンプレッサの回転軸との間に電磁クラッチを設けた構造が記載されている。

【0009】又、図10に示す様な、単列で3点接触型の玉軸受14bでも、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受に比べてモーメント荷重に対する剛性が大きく、モーメント荷重を受けた場合でも外輪15の中心軸と内輪16bの中心軸とがずれにくくなる。この3点接触型の玉軸受14bは、この内輪16bの外周面に、玉17の転動面と1点で接触する断面が单一曲率を有する円弧状の内輪軌道19bを、上記外輪15の内周面に、上記図9に示した4点接触型のラジアル玉軸受14と同様に、上記玉17の転動面と2点で接触する、ゴシックアーチ状の外輪軌道18を、それぞれ形成している。この様な3点接触型の玉軸受14bを使用してコンプレッサ用ブーリを支持する場合でも、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受を使用してコンプレッサ用ブーリの回転支持装置を構成した場合に比べて、従動ブーリ4に掛け渡した無端ベルト11(図7参照)に発生する偏摩耗を緩和できる。図10に記載した構造とは逆に、各玉の転動面と外輪軌道とが1点ずつで、内輪軌道とが2点ずつで、それぞれ接触する3点接触型の玉軸受の場合も同様である。

#### 【0010】

【発明が解決しようとする課題】上述した様に、コンプレッサ駆動用の従動ブーリの回転支持部に上述の様な3点接触型或は4点接触型のラジアル玉軸受を組み付けた場合には、小型・軽量化と耐久性の確保とを高次元で両立させられる可能性がある。但し、従来の場合には各部の諸元を十分に検討していない為、必ずしも十分な効果を得られていなかった。本発明のコンプレッサ用ブーリの回転支持装置は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

#### 【0011】

【課題を解決するための手段】本発明のコンプレッサ用

ブーリの回転支持装置は、前述した様な従来から知られているコンプレッサ用ブーリの回転支持装置と同様に、回転軸と、この回転軸の周囲に設けられた固定の支持部分と、この固定の支持部分に支持された転がり軸受と、この転がり軸受により上記支持部分の周囲に回転自在に支持された、無端ベルトを掛け渡す為のブーリとを備える。そして、上記転がり軸受は、前述した特開平9-119510号公報、同11-336795号公報に記載されている様に、外周面に玉の転動面と1点又は2点で接触する形状の内輪軌道を有する内輪と、内周面に玉の転動面と1点又は2点で接触する形状の外輪軌道を有する外輪と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の玉とを備え、これら内輪軌道と外輪軌道とのうちの少なくとも一方の軌道とこれら各玉の転動面とがそれぞれ2点ずつで接触する、単列で3点又は4点接触型のラジアル玉軸受である。

【0012】特に、本発明のコンプレッサ用ブーリの回転支持装置に於いては、上記ブーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量を、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下としている。尚、好ましくは、上記ラジアル玉軸受の単品時(内輪及び外輪を相手部材に嵌合固定する以前の状態)でのラジアル隙間を、上記ラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下、又は上記各玉の直径の1.5%以下とする。又、好ましくは、上記オフセット量を、上記ピッチ円直径の20%以下、更に好ましくは10%以下とする。更に、必要に応じて、上記オフセット量の下限値を1mm以上としても良い。

【0013】更に好ましくは、次の①～⑤のうちの1又は2以上の構成を、上述した本発明と組み合わせる事もできる。

- ① 内輪軌道及び外輪軌道の溝深さを、玉の直径の18%以上とする。
  - ② ラジアル玉軸受内に、基油がエーテル系、エスティル系、ポリαオレフィン系のうちから選択された1種又は2種以上の合成油であり、増ちょう剤がウレアであり、添加剤として少なくともBaとZnとZnDTCとを含むグリースを封入する。
  - ③ 内輪と外輪と玉とのうちの少なくとも1種の部品に、窒化処理と寸法安定化処理とのうちの少なくとも一方の処理を施す。
  - ④ 各玉を保持器に設けたポケット内に転動自在に保持すると共に、この保持器の周方向に関するこれら各ポケットの内寸を、上記各玉の直径の1.03倍以上とする。
  - ⑤ ラジアル玉軸受の断面形状の幅寸法を、同じく径方向の高さ寸法の1.3倍以上とする。
- 尚、これら①～⑤の構成は、本発明とは別に、それぞれ単独で、或は任意に組み合わせて、コンプレッサ用ブーリの回転支持装置を構成することができる。

く公転速度が遅い玉17aは後側内面を押圧する。この結果、円周方向に隣り合うポケット29同士の間に存在する爪部32(図2)に、大きな力が円周方向に関して交互に作用し、この爪部32を含む前記保持器27の耐久性が損なわれる。

【0031】これに対して、前述した通り、上記保持器27の周方向に関する上記各ポケット29の内寸を、前記各玉17aの直径Daの1.03倍以上とすれば、これら各ポケット29内に保持した玉17aがこれら各ポケット29の内面を強く押圧する事を防止できる。尚、上記内寸が上記直径Daの1.03倍である場合には、上記各玉17aの転動面が上記各ポケット29の内面に押し付けられる可能性があるが、その値からは極く小さく、上記爪部32の無理のない弾性変形により、十分に吸収できる。更に、上記内寸を上記直径Daの1.035倍以上にすれば、上記各玉17aの転動面が上記各ポケット29の内面に押し付けられる事を十分に防止できる。

【0032】尚、上記保持器27の円周方向に関して、上記各ポケット29の内寸を大きくする為には、これら各ポケット29の内径全体を大きくする他、これら各ポケット29の形状を、円周方向に長い長円形とする事によっても対応できる。何れにしても、上記円周方向に関する内寸の最大値は、上記保持器27全体の強度を考慮して、上記直径Daとの関係で規制する。一般的には、上記内寸の最大値をこの直径Daの1.1倍以下、好ましくは1.05倍以下に規制する。又、この様に上記各ポケット29の円周方向に関する内寸を大きくして保持器の耐久性向上を図る技術は、図示の様な冠型の保持器に限らず、軸方向両端にリム部を有する、もみ抜き保持器にも適用できる。更には、コンプレッサ用ブーリの回転支持装置を対象とした本発明と組み合わせた場合は勿論、他の用途で実施した場合にも有用である。

【0033】上述の様な構成を有する前記ラジアル玉軸受14aは、図1に示す様に、前記従動ブーリ4bの内周面と前記ケーシング2の支持筒部3との間に組み付けて、本発明のコンプレッサ用ブーリの回転支持装置を構成する。この様にコンプレッサ用ブーリの回転支持装置を構成した場合、上記従動ブーリ4bの外周面に掛け渡す無端ベルト11の幅方向中央位置(図1の鎖線α)と、上記ラジアル玉軸受14aの幅方向中央位置(図1の鎖線β)で示す、玉17aの中心位置)とは、図1に示したδ(オフセット量)分だけ軸方向(図1の左右方向)に関してずれる。本発明のコンプレッサ用ブーリの回転支持装置の場合には、上記オフセット量δを、上記ラジアル玉軸受14aのピッチ円直径Dp(図2)の40%以下( $0.4D_p \geq \delta$ )としている。尚、好ましくは、上記オフセット量δを、上記ピッチ円直径の20%以下( $0.2D_p \geq \delta$ )、更に好ましくは10%以下( $0.1D_p \geq \delta$ )として、上記ラジアル玉軸受14a

の耐久性を確保する様にしている。

【0034】この点に就いて、本発明者が行なった実験の結果を示す図6を参照しつつ説明する。この図6は、ラジアル荷重の作用位置の上記ラジアル玉軸受14aの中心(前記各玉17aの中心)に対するオフセット量δと、このラジアル玉軸受14aを構成する複数の玉17aのピッチ円直径Dpとの比が、このラジアル玉軸受14aの寿命に及ぼす影響を知る為に行なった耐久実験の結果を示す線図である。この図6は、横軸に上記オフセット量δとピッチ円直径Dpとの比(%)を、縦軸に寿命比(無次元数)を、それぞれ表している。又、この縦軸に表された寿命比は、1が実用上必要とされる寿命を表しており、この寿命比が1以上であれば実用に耐えられる構造であり、この寿命比が1未満であれば、実用に耐えられない構造である。尚、この寿命比は、以下の条件で上記ラジアル玉軸受14aを、内輪16aを固定し、外輪15aを回転させる状態で運転する事により求めた。 回転数：10000 rpm

温度：常温

ラジアル荷重：2254N

【0035】本発明者は、上記オフセット量δを、11.5%～46%の間で、全部で5通りに変化させて、それぞれの場合の寿命(耐久性)を、それぞれの場合に就いて複数個ずつの試料に就いて測定した。尚、図6の破線aの途中に、上記5通りのオフセット量δに対応する部分に示した縦方向の線分は、上記複数個ずつの試料についての実験結果のばらつきの範囲を、これら各線分上の黒点は同じく平均値を、それぞれ表している。この様な実験結果を表す図6から明らかな通り、上記オフセット量δを上記ラジアル玉軸受14aのピッチ円直径Dpの40%以下に抑えれば、実用上必要とされる寿命を確保して実用に耐えられる構造を実現できる。これに対して、上記オフセット量δが上記ラジアル玉軸受14aのピッチ円直径Dpの40%を越えると、上記ラジアル玉軸受14aの耐久性が急激に悪化する。又、上記オフセット量δを上記ピッチ円直径の20%以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受14aの寿命を、実用上必要とされる値の8倍以上確保できる。更に、上記オフセット量δを上記ピッチ円直径の10%以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受14aの寿命を、実用上必要とされる値の10倍程度確保できる。

【0036】上述の様なコンプレッサ用ブーリの回転支持装置の使用時には、上記オフセット量δに比例するモーメント荷重が、上記無端ベルト11の張力に基づき、上記従動ブーリ4bを介して上記ラジアル玉軸受14aに加わる。そして、このラジアル玉軸受14aを構成する外輪15aの中心軸と内輪16aの中心軸とが、互いに不一致になる(傾斜する)傾向になる。但し、本発明の場合には、この様な場合でも、上記ラジアル玉軸受14aの回転抵抗の増大を抑えつつ、このラジアル玉軸受

14aを構成する外輪15aの中心軸と内輪16aの中心軸とがずれる事を抑える事ができる。

【0037】即ち、上記ラジアル玉軸受14aの単品時のラジアル隙間を、このラジアル玉軸受14aのピッチ円直径Dpの0.2%以下、又は、前記各玉17aの直径Daの1.5%以下に抑えているので、上記両中心軸同士がずれにくい。しかも、上記ラジアル玉軸受14aに対する上記無端ベルト11の巻き掛け位置のオフセット量δを、上記ピッチ円直径Dpの40%以下、更に好ましくは20%、10%以下に抑えているので、上記従動ブーリ4bを介して上記外輪15aに加わるモーメント荷重を小さく抑えられる。これらにより、これら従動ブーリ4b及び外輪15aの上記内輪16aに対する傾斜を抑えて、上記ラジアル玉軸受14aの転がり接触部分に過大な面圧が作用するのを防止し、このラジアル玉軸受14aの耐久性確保を図れる。又、上記従動ブーリ4bに掛け渡した上記無端ベルト11の偏摩耗を抑えて、この無端ベルト11の耐久性確保も図れる。

【0038】尚、上記両中心軸同士のずれを防止すべく、このずれの発生に結び付く上記モーメント荷重をなくす為には、上記オフセット量δをゼロにする、即ち、上記従動ブーリ4bの外周面の無端ベルト11の巻き掛け位置の軸方向中心位置αを、上記ラジアル玉軸受14aの軸方向中心位置βに一致させる事が考えられる。但し、この様にすると、前記各玉17aの転動面と前記外輪軌道18a及び内輪軌道19aとの接触点での滑りに基づく摩耗や発熱が大きくなり易い。即ち、上記モーメント荷重をなくすべく、上記オフセット量δをゼロにすると、上記各玉17aの転動面と上記外輪軌道18a及び内輪軌道19aとの間にこれら各玉17a毎に2点ずつ、合計4点存在する接触点の面圧が、軸方向両側でほぼ同じとなる。この状態で上記従動ブーリ4bが回転すると、上記各接触点での滑りが大きくなり易く、上記ラジアル玉軸受14aの発熱が大きくなり易い。そして、この発熱等に伴って、上記ラジアル玉軸受14aの転がり疲れ寿命が低下する可能性がある。そこで、本発明を実施する場合に、この様な事情を考慮して、上記オフセット量δの最小値を1mm以上( $\delta \geq 1\text{mm}$ )としても良い。このオフセット量δの最小値を1mm以上とする事により、軸方向両側の接触点の面圧に差を設けて、上記各接触点で大きな滑りが発生するのを防止し、上記ラジアル玉軸受14aの転がり疲れ寿命をより長くできる。

【0039】又、以上の説明は、玉17aの転動面が外輪軌道18aと内輪軌道19aとにそれぞれ2点ずつ、合計4点で接触する4点接触型のラジアル玉軸受14aに関する実施の形態及び実験結果に就いて行なったが、前述の図10に示す様な、玉17の転動面と内輪軌道19bが1点で接触し、この玉17の転動面と外輪軌道18とが2点で接触する3点接触型のラジアル玉軸受14bの場合でも、同様に構成して同様の効果を得られる。

本発明者は、この様な3点接触型のラジアル玉軸受14bに関しても、オフセット量と寿命比との関係を求めた。その実験の結果を、上記4点接触型のラジアル玉軸受14aの場合と合わせて、前記図6に示す。この図6の実線bの途中に、上記5通りのオフセット量δに対応する部分に示した縦方向の線分は、3点接触型のラジアル玉軸受14bに関する複数個ずつの試料に関しての実験結果のばらつきの範囲を、これら各線分上の白点は同じく平均値を、それぞれ表している。

【0040】この様な実験結果を表す図6から明らかな通り、3点接触型のラジアル玉軸受14bに関しても、上記オフセット量δを上記ラジアル玉軸受14bのピッチ円直径Dpの40%以下に抑えれば、実用上必要とされる寿命を確保して実用に耐えられる構造を実現できる。これに対して、上記オフセット量δが上記ラジアル玉軸受14bのピッチ円直径Dpの40%を越えると、上記ラジアル玉軸受14bの耐久性が急激に悪化する。又、上記オフセット量δを上記ピッチ円直径の20%以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受14bの寿命を、実用上必要とされる値の1.2倍以上確保できる。更に、上記オフセット量δを上記ピッチ円直径の10%以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受14bの寿命を、実用上必要とされる値の1.3倍程度確保できる。この様な図6から明らかな通り、ラジアル玉軸受の寿命を比較した場合には、3点接触型のラジアル玉軸受14bの寿命が4点接触型の玉軸受14aの寿命よりも長くなる。

【0041】但し、これら各玉軸受14b、14aにより支持した従動ブーリにモーメント荷重が加わった場合のこの従動ブーリの傾斜角度に関しては、3点接触型のラジアル玉軸受14bにより支持された従動ブーリの傾斜角度が、4点接触型の玉軸受14aにより支持された従動ブーリの傾斜角度よりも大きくなる。従って、3点接触型のラジアル玉軸受14bにより支持された従動ブーリに掛け渡された無端ベルトの寿命が、4点接触型のラジアル玉軸受14aにより支持された従動ブーリに掛け渡された無端ベルトの寿命よりも短くなる。この為、実際の場合には、用途等に応じ、ラジアル玉軸受14b、14aの寿命と無端ベルトの寿命とのバランスを勘案して、3点接触型、4点接触型、何れのラジアル玉軸受14b、14aを使用するかを選択する。

【0042】更に、以上の説明は、ブーリと回転軸とを係脱する為の電磁クラッチを設けた構造に本発明を適用した場合に就いて示したが、本発明は、ブーリから回転軸に回転力の伝達を自在とした構造であれば、電磁クラッチを設けない構造にも適用できる。即ち、例えば特開平11-210619号公報、或は実開昭64-27482号公報に記載された様な、斜板式可変容量型コンプレッサの場合には、斜板の傾斜角度を極く小さく(更には傾斜角度をゼロに)する事により、コンプレッサの回転軸の回転トルクを極く小さくできる。この様な構造の

場合には、図11に示す様に、ケーシング2の端部に形成した支持筒部3の周囲に転がり軸受30を介して回転自在に支持した従動ブーリ4cと回転軸1とを、トルクチューブとして機能する緩衝材31を介して、過大なトルクが加わらない限り回転力の伝達自在に結合し、電磁クラッチを設けない場合もある。この様な構造で、上記転がり軸受30として、図示の様に単列で3点接触型又は4点接触型のラジアル玉軸受を使用し、この転がり軸受30と上記従動ブーリ4cとの位置関係を前述の図1で示す様に規制すれば、本発明の作用・効果を得られる。この様な構造も、本発明の対象となる。この様な構造に本発明を適用する場合には、3点接触型又は4点接触型となる上記転がり軸受30の各部の仕様、並びにこの転がり軸受30と上記ブーリ4cとの位置関係に就いては、前述の図1~2に示したものと同様とする。

【0043】又、前記ラジアル玉軸受14a、14b或は上記転がり軸受30を構成する、内輪16a、16bと外輪15a、15と玉17a、17(図1、2、10参照)とのうちの少なくとも1種の部材が、炭素鋼、軸受鋼、ステンレス鋼等の鉄系金属製である場合には、これら各部材16a、16b、15a、15、17a、17のうちの少なくとも1種の部材に、窒化処理と寸法安定化処理とのうちの少なくとも一方の処理を施す事が、上記ラジアル玉軸受14a、14b或は上記転がり軸受30の耐久性を確保する面からは好ましい。即ち、単列の玉軸受であるこれらラジアル玉軸受14a、14b或は上記転がり軸受30を、オフセット荷重を加えた状態で運転すると、上記各玉17a、17の転動面と前記内輪軌道19a、19b及び外輪軌道18a、18との当接部の面圧が高くなる。この面圧に基づく弾性変形が大きくなると、当該部材の転がり疲れ寿命が低下して上記ラジアル玉軸受14a、14b或は上記転がり軸受30の耐久性が低下するので、上記窒化処理により当該部材の表面硬度を高くし、上記弾性変形を抑えると共に摩耗防止も図る。又、上記オフセット荷重を受けた状態での運転時には発熱量が多くなり、この発熱に伴って上記ラジアル玉軸受14a、14b或は上記転がり軸受30の構成各部材の寸法が変化し易い為、上記寸法安定化処理により、上記発熱に拘らず、寸法変化を抑える。

【0044】このうちの窒化処理とは、C、Nの固溶により表面層を硬化させるものであり、処理後には表面の硬度が高くなる。従って、窒化処理を施せば、上記内輪16a、16bと、上記外輪15a、15と、上記各玉17a、17との表面には、硬度が高い窒化処理層が存在する状態となる。尚、上記内輪16a、16b及び外輪15a、15に関しては、上記内輪軌道19a、19b或は外輪軌道18a、18部分に窒化処理層が存在すれば、他の部分に存在する必要はない。但し、これら内輪軌道19a、19b或は外輪軌道18a、18部分のみ、窒化処理層を形成する作業は面倒である為、実際

の場合には、上記内輪16a、16b及び外輪15a、15の表面全体に窒化処理層を形成する事が好ましい。尚、上記面圧に基づく弾性変形は、上記内輪16a、16bと外輪15a、15と玉17a、17と同じ様に生じる訳ではなく、形状並びに材質により生じる程度が異なる。例えば、材質が同じとすれば、外輪軌道18a、18及び内輪軌道19a、19bが弾性変形し易いのに対して、玉17a、17の転動面は弾性変形しにくい。従って、上記窒化処理は、総ての部材に施す事が好ましいが、材質や寸法・形状等に応じて、上記内輪16a、16b及び外輪15a、15の様に、一部の部材にのみ施しても良い。

【0045】又、前記寸法安定化処理とは、残留オーステナイト量 $\gamma R$ の低減を目的とした熱処理であり、例えば上記内輪16a、16bと外輪15a、15とを造る為の素材を徐々に冷却する事により、上記処理後の残留オーステナイト量 $\gamma R$ を6%容量以下とするものである。この様な寸法安定化処理を施す事により、前記ラジアル玉軸受14a、14b或は上記転がり軸受30の構成各部材の温度が上昇しても、これら各部材の寸法・形状が正規のものから大きくずれる事を防止し、上記ラジアル玉軸受14a、14b或は上記転がり軸受30の諸元が正規のものからずれるのを防止して、これら各軸受14a、14b、30の耐久性向上を図れる。尚、この様な窒化処理或は寸法安定化処理に関しても、コンプレッサ用ブーリの回転支持装置を対象とした本発明と組み合わせた場合は勿論、他の用途で実施した場合にも有用である。

【0046】更に、図示は省略するが、ラジアル玉軸受の断面形状の幅寸法を、同じく径方向の高さ寸法の1.3倍以上とすれば、このラジアル玉軸受の内部空間の容積を大きくして、この内部空間内に封入可能なグリースの量を多くできる。そして、結果としてこのグリースの耐久寿命を長くして、上記ラジアル玉軸受の耐久性向上を図れる。この様な断面形状の幅寸法を大きくする技術に関しても、コンプレッサ用ブーリの回転支持装置を対象とした本発明と組み合わせた場合は勿論、他の用途で実施した場合にも有用である。

#### 【0047】

**【発明の効果】** 本発明のコンプレッサ用ブーリの回転支持装置は、以上に述べた通り構成し作用する為、軸方向寸法を大きくする事なく、許容モーメント荷重を確保し、しかも運転時に発生する発熱や摩耗を抑える事ができる。この為、上記コンプレッサ用ブーリの回転支持装置に組み込む転がり軸受並びにこの転がり軸受に支持されたブーリに掛け渡した無端ベルトの寿命延長を図れる等、自動車空気調和装置のコンプレッサ等、各種機械装置の小型化、高性能化に寄与できる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の1例を示す部分断面図。

【図2】ラジアル玉軸受のみを取り出して示す部分拡大断面図。

【図3】溝深さの概念を説明する為の軌道輪の部分断面図。

【図4】有効ラジアル隙間と接触梢円の高さとの関係を示す線図。

【図5】正規位置からの玉の変位量と円周方向位置との関係を示す線図。

【図6】オフセット量とピッチ円直径との比が耐久性に及ぼす影響を知る為に行なった耐久実験の結果を示す線図。

【図7】従来構造の第1例を示す部分断面図。

【図8】同第2例を示す断面図。

【図9】4点接触型のラジアル玉軸受のみを取り出して示す部分拡大断面図。

【図10】3点接触型のラジアル玉軸受のみを取り出して示す部分拡大断面図。

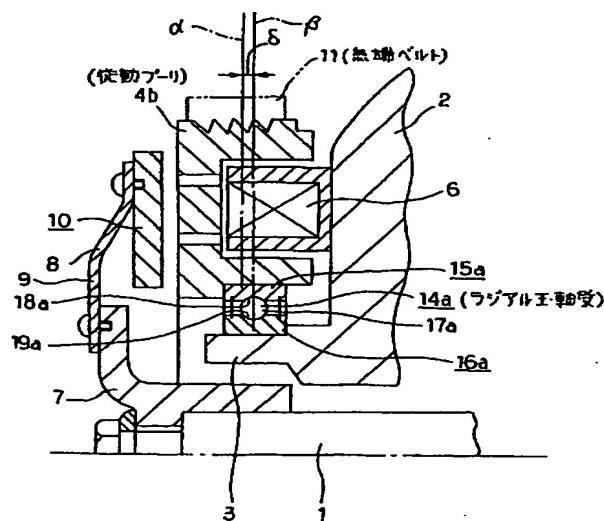
【図11】本発明の対象となる構造の別例を示す断面図。

#### 【符号の説明】

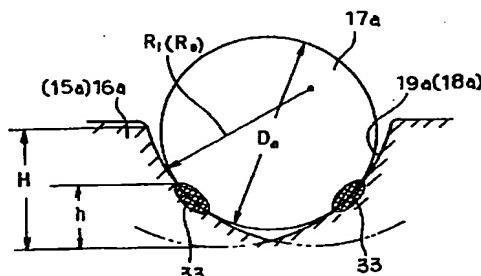
- 1 回転軸
- 2 ケーシング
- 3 支持筒部
- 4、4a、4b、4c 従動ブーリ
- 5 複列ラジアル玉軸受
- 6 ソレノイド
- 7 取付ブラケット

- |            |         |
|------------|---------|
| 8          | 環状板     |
| 9          | 板ばね     |
| 10         | 電磁クラッチ  |
| 11         | 無端ベルト   |
| 12         | 外輪      |
| 13         | 内輪      |
| 14、14a、14b | ラジアル玉軸受 |
| 15、15a     | 外輪      |
| 16、16a、16b | 内輪      |
| 17、17a     | 玉       |
| 18、18a     | 外輪軌道    |
| 19、19a、19b | 内輪軌道    |
| 20a、20b    | 逃げ溝     |
| 21         | 係止溝     |
| 22         | シールリング  |
| 23         | 心金      |
| 24         | 弾性材     |
| 25         | シールリップ  |
| 26         | 内部空間    |
| 27         | 保持器     |
| 28         | リム部     |
| 29         | ポケット    |
| 30         | 転がり軸受   |
| 31         | 緩衝材     |
| 32         | 爪部      |
| 33         | 接触梢円    |

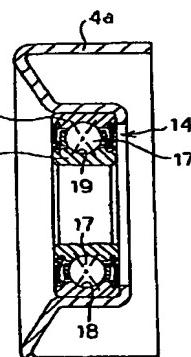
【図1】



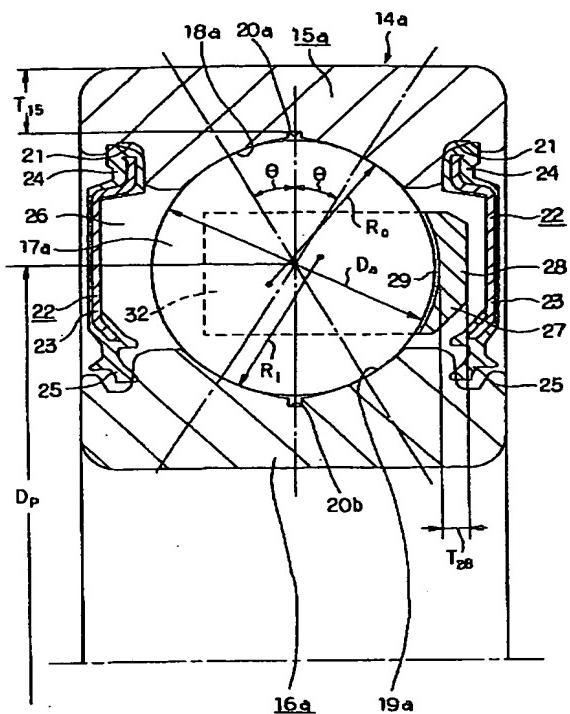
【図3】



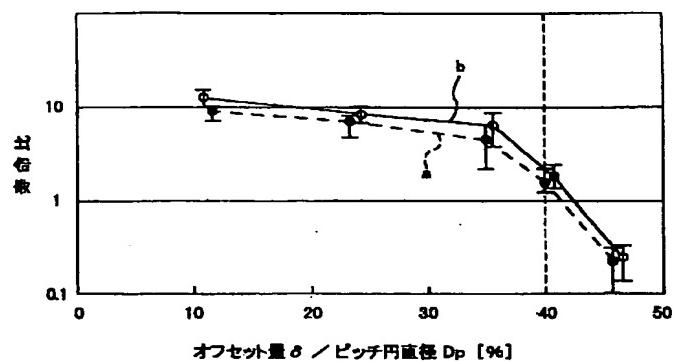
【図8】



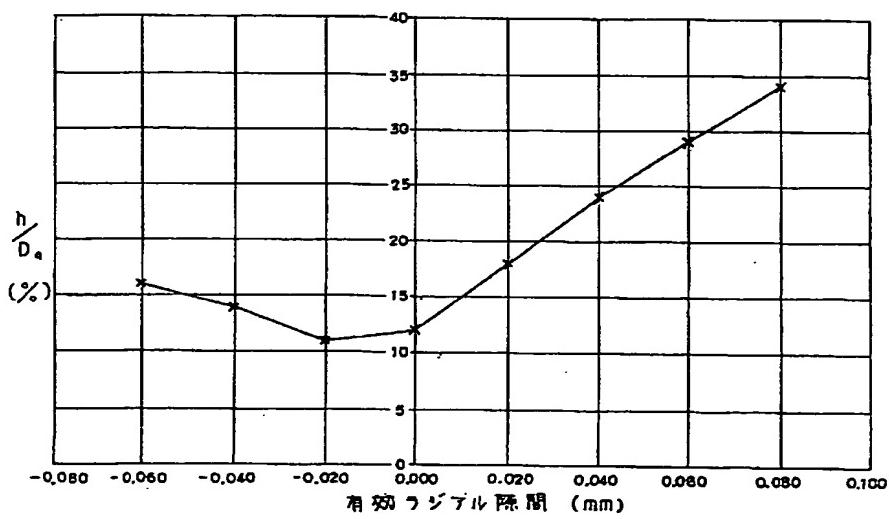
【図2】



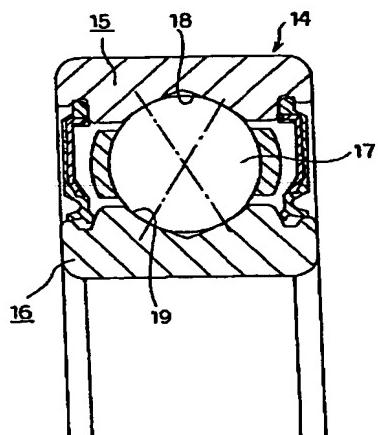
【図6】



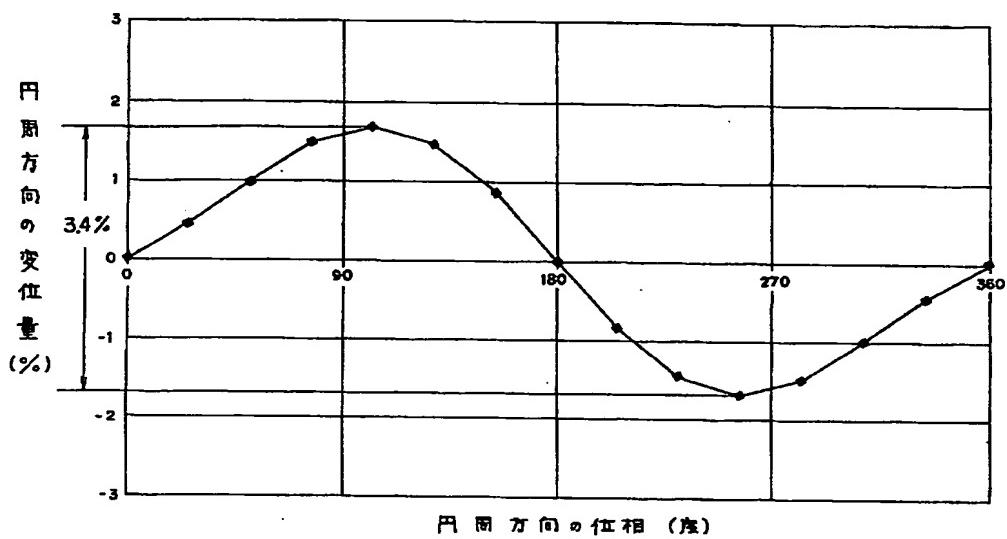
【図4】



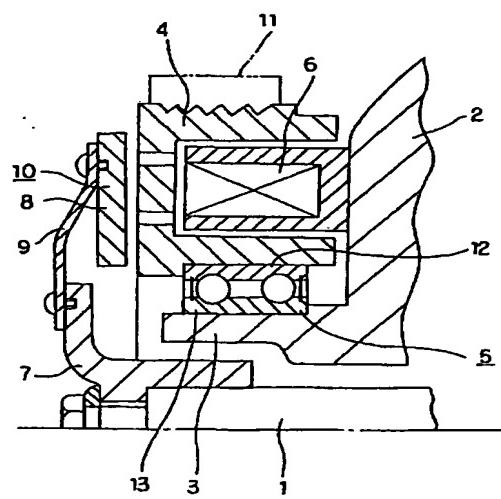
【図9】



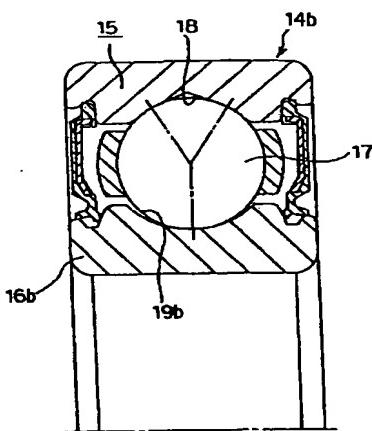
【図5】



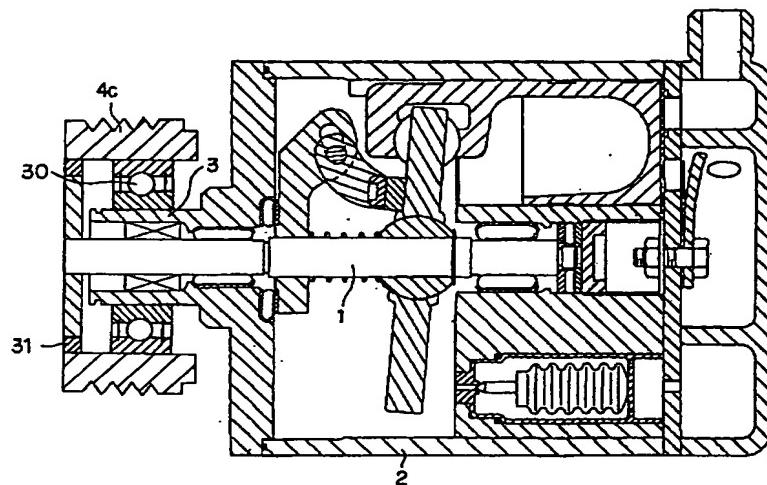
【図7】



【図10】



【図11】



## フロントページの続き

(31) 優先権主張番号 特願2001-152256(P2001-152256)

(32) 優先日 平成13年5月22日(2001. 5. 22)

(33) 優先権主張国 日本(JP)

(72) 発明者 谷口 雅人

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

Fターム(参考) 3J031 AC10 BA08 BA19 CA03

3J101 AA04 AA32 AA42 AA52 AA62

FA31 GA01 GA29